

AUTOMATIC CLUTCH DEVICE FOR HYDROSTATIC PRESSURE TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent number: JP9100909
Publication date: 1997-04-15
Inventor: NAKAJIMA YOSHIHIRO
Applicant: HONDA MOTOR CO LTD
Classification:
 - international: **F16H39/14; F16H61/46; F16H39/00; F16H61/40; (IPC1-7): F16H61/40**
 - european: F16H39/14; F16H61/46
Application number: JP19950261682 19951009
Priority number(s): JP19950261682 19951009

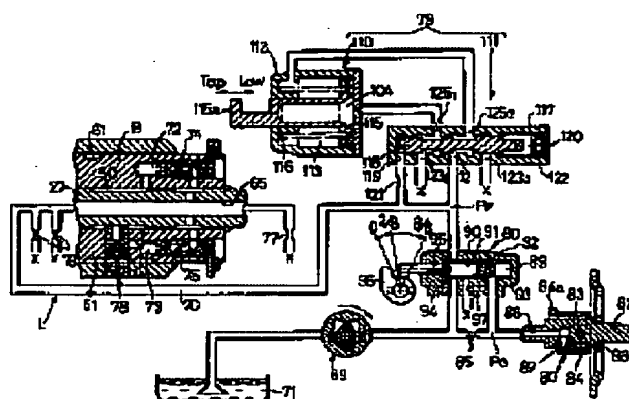
Also published as:

EP0768478 (A);
 US5836158 (A);
 EP0768478 (A);
 EP0768478 (B)

Report a data error he

Abstract of JP9100909

PROBLEM TO BE SOLVED: To automatically operate a clutch valve using oil pressure of a low pressure oil passage in a hydrostatic pressure type continuously variable transmission of such constitution that a hydraulic pump and a hydraulic motor are connected through the low pressure oil passage and a high pressure oil passage and that a clutch valve that can release the oil pressure of the high pressure oil passage is connected to the high pressure oil passage.
SOLUTION: A hydraulic governor 80 that intensifies the oil pressure of a make-up feed oil passage L in response to the increase of input rotating speed of a hydraulic pump is connected to the make-up feed oil passage L for make-up feeding oil pressure from a make-up pump 69 to a low pressure oil passage 50 through a check valve 74 by making the oil pressure of the low pressure oil passage 50 act upon a clutch valve 78 so as to energize it in the opening direction.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-100909

(43) 公開日 平成9年(1997)4月15日

(51) Int. Cl.⁶
F16H 61/40

識別記号

F I
F16H 61/40

G

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全10頁)

(21) 出願番号 特願平7-261682

(22) 出願日 平成7年(1995)10月9日

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 中島 芳浩

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

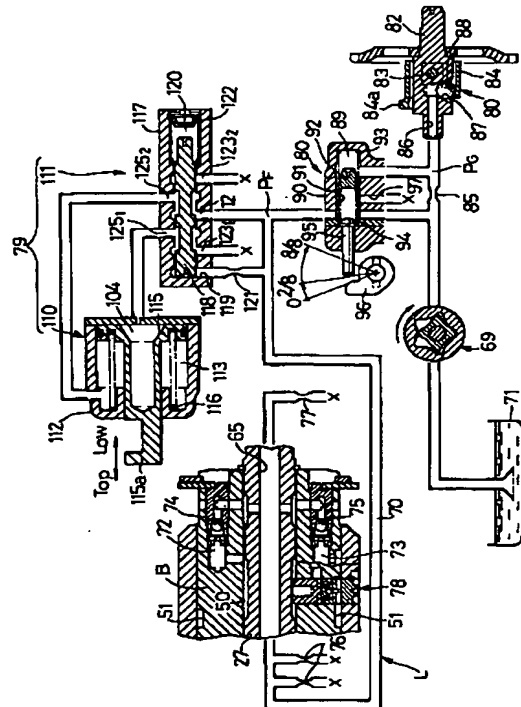
(74) 代理人 弁理士 落合 健 (外1名)

(54) 【発明の名称】 静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置

(57) 【要約】

【課題】 油圧ポンプ及び油圧モータ間を低圧油路及び高圧油路を介して連通し、高圧油路に、その油圧を解放し得るクラッチ弁を接続した静油圧式無段変速機において、低圧油路の油圧を利用してクラッチ弁を自動操作し得るようにする。

【解決手段】 クラッチ弁78に、これを開き方向に付勢すべく低圧油路50の油圧を作用させ、補給ポンプ69からの油圧を逆止弁74を介して低圧油路50に補給する補給油路Lに、油圧ポンプPの入力回転数の上昇に応じて該油路Lの油圧を増大させる油圧ガバナ80を接続する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 油圧ポンプ (P) 及び油圧モータ (M) を低圧油路 (50) 及び高圧油路 (51) を介して相互に連通し、低圧油路 (50) 及び高圧油路 (51) に、補給ポンプ (69) に連なる補給油路 (L) を第 1 逆止弁 (74) 及び第 2 逆止弁 (75) をそれぞれ介して接続した静油圧式無段変速機において、高圧油路 (51) と低圧油路 (50) 又は油溜 (71) に連なる排出ポート (101) との間に、それらの間を連通する開弁位置とそれらの間を遮断する閉弁位置とに切替わるクラッチ弁 (78) を設け、このクラッチ弁 (78) に、これを開弁方向へ付勢すべく低圧油路 (50) の油圧を作用させる一方、補給油路 (L) に、その油圧を油圧ポンプ (P) の入力回転数の上昇に応じて増大させる油圧ガバナ (80) を接続したことを特徴とする、静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置。

【請求項 2】 請求項 1 記載のものにおいて、クラッチ弁 (78) の開弁時には、それに高圧油路 (51) の油圧を開弁方向へ与え、高圧油路 (51) の油圧が低圧油路 (50) の油圧より所定値以上増大するとクラッチ弁 (78) を開弁動作させるようにした、静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、油圧ポンプ及び油圧モータを低圧油路及び高圧油路を介して相互に連通し、低圧油路及び高圧油路に、補給ポンプに連なる補給油路を第 1 逆止弁及び第 2 逆止弁をそれぞれ介して接続した静油圧式無段変速機において、油圧ポンプ及び油圧モータ間を油圧伝動状態や油圧伝動遮断状態に自動制御する自動クラッチ装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、かゝる自動クラッチ装置として、低圧油路及び高圧油路間を接続する短絡油路に、それを開閉するクラッチ弁を設け、このクラッチ弁に、油圧ポンプの原動機の回転に連動する油圧ガバナの発生油圧で作動するアクチュエータを連結して、クラッチ弁を自動的に操作するようにしたものが知られている (例えば特公昭 61-23414 号公報参照)。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 従来の自動クラッチ装置は、クラッチ弁の他に、これを操作するアクチュエータを必要とするため、構造が複雑、且つ大型化し、コスト高となる欠点がある。

【0004】 本発明は、そのような欠点を解消した前記静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明は、高圧油路と低圧油路又は油溜に連なる排

出ポートとの間に、それらの間を連通する開弁位置とそれらの間を遮断する閉弁位置とに切替わるクラッチ弁を設け、このクラッチ弁に、これを開弁方向へ付勢すべく低圧油路の油圧を作用させる一方、補給油路に、その油圧を油圧ポンプの入力回転数の上昇に応じて増大させる油圧ガバナを接続したことを第 1 の特徴とする。

【0006】 また本発明は、上記特徴に加えて、クラッチ弁の開弁時には、それに高圧油路の油圧を開弁方向へ与え、高圧油路の油圧が低圧油路の油圧より所定値以上増大するとクラッチ弁を開弁動作させるようにしたことを第 2 の特徴とする。

【0007】

【発明の実施の形態】 本発明の実施の形態を、図面に示す本発明の実施例に基いて説明する。

【0008】 図 1 ないし図 3 において、自動二輪車のパワーユニットにおけるミッションケース 1 は左右のケース半体 1A、1B をボルト 2 により結合して構成される。このミッションケース 1 に、定容量型斜板式油圧ポンプ P と、該油圧ポンプ P との間に油圧閉回路を構成する可変容量型の斜板式油圧モータ M とからなる無段変速機 T が収納される。

【0009】 油圧ポンプ P は、右ケース半体 1B の外端部にラジアルベアリング 3 を介して回転自在且つ軸方向変位可能に支承される入力簡軸 4 と、この入力簡軸 4 に第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 を介して相対回転自在に支承されるポンプシリンダ 6 と、このポンプシリンダ 6 にその回転軸線を囲むように設けられた環状配列の複数且つ奇数のシリンダ孔 7 にそれぞれ摺動自在に嵌装される複数のポンプシリンダ 8 と、これらポンププランジャ 8 の外端に前面を当接させるポンプ斜板 9 と、このポンプ斜板 9 を、ポンプシリンダ 6 の軸線と直交する仮想トラニオン軸線 O₁ を中心にしてポンプシリンダ 6 の軸線に対し一定角度傾斜した姿勢に保持すべく該斜板 9 をスラストベアリング 10 及びラジアルベアリング 11 を介して支承するポンプ斜板ホルダ 12 とから構成されており、このポンプ斜板ホルダ 12 は前記入力簡軸 4 と一体に形成される。

【0010】 入力簡軸 4 の右端部は、右ケース半体 1B の外方へ突出しており、そこに図示しないエンジンの動力が入力される入力ギヤ 13 が固着される。

【0011】 而して、ポンプ斜板 9 は、入力簡軸 4 の回転時、各ポンププランジャ 8 に往復動を与えて吸入及び吐出行程を繰返させることができる。

【0012】 一方、油圧モータ M は、ポンプシリンダ 6 と同軸上でその左方に配置されると共に、左ケース半体 1A に第 2 アンギュラコンタクトベアリング 15 を介して回転自在に支承されるモータシリンダ 16 と、このモータシリンダ 16 にその回転軸線を囲むように設けられた環状配列の複数且つ奇数のシリンダ孔 17 にそれぞれ摺動自在に嵌合される複数のモータプランジャ 18 と、

これらモータブランジャ 1 8 の外端に前面を当接させるモータ斜板 1 9 と、このモータ斜板 1 9 をスラストベアリング 2 0 及びラジアルベアリング 2 1 を介して支承するモータ斜板ホルダ 2 2 と、更にこのモータ斜板ホルダ 2 2 の背面を支承するモータ斜板アンカ 2 3 とから構成されており、モータ斜板アンカ 2 3 は左ケース 1 A の外端部に複数のボルト 2 4 で固着される。

【0013】モータ斜板ホルダ 2 2 及びモータ斜板アンカ 2 3 の当接対向面 f_1 、 f_2 は、モータシリンダ 1 6 の軸線と直交するトラニオン軸線 O_1 を中心とした半円筒面になっていて、モータ斜板ホルダ 2 2 のトラニオン軸線 O_1 周りの傾動を可能にしている。

【0014】モータ斜板ホルダ 2 2 及びモータ斜板アンカ 2 3 のトラニオン軸線 O_1 方向での相対摺動を拘束するために、図 3 に示すように、モータ斜板アンカ 2 3 の一端面に当接するフランジ 2 2 a がモータ斜板ホルダ 2 2 の一端に形成されると共に、モータ斜板アンカ 2 3 の他端面に当接する変速レバー 2 5 がモータ斜板ホルダ 2 2 の他端面にボルト 2 6 で固着される。したがって、上記変速レバー 2 5 を回動操作すれば、モータ斜板ホルダ 2 2 はトラニオン軸 O_1 周りに傾動して、モータ斜板 1 9 をモータシリンダ 1 6 の軸線に対し直角となる直立位置と、或る角度で傾倒する最大傾斜位置との間で角度調節することができる。

【0015】而して、モータ斜板 1 9 の傾斜状態でモータシリンダ 1 6 を回転すれば、モータ斜板 1 9 によりモータブランジャ 1 8 に往復動を与えて、膨脹及び収縮行程を繰返させることができる。

【0016】前記ポンプシリンダ 6 及びモータシリンダ 1 6 は一体に形成されてシリンダブロック B を構成し、このシリンダブロック B の中心部には、これを貫通する出力軸 2 7 がスプライン 2 8 を介して回転方向に結合される。この出力軸 2 7 は左右一対のサークリップ 2 9、3 0 によりシリンダブロック B に軸方向にも連結される。

【0017】またこの出力軸 2 7 は、その左端部をモータ斜板 1 9 の手前で終らせると共に、その右端部を入力筒軸 4 に貫通してその外方へ突出させ、その突出端部に図示しない自動二輪車の後輪に対し動力を出力する出力ギヤ 3 1 が付設される。その際、出力軸 2 7 はラジアルベアリング 3 2 を介して入力筒軸 4 に回転自在且つ軸方向変位可能に支承される。

【0018】前記入力筒軸 4 は、ポンプ斜板ホルダ 1 2 と一体化されてラジアルベアリング 3 を介して右ケース半体 1 B に支承される漏斗状部 4 a と、第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 を介してポンプシリンダ 6 を支承する円筒状部 4 b とに分割されており、両者 4 a、4 b はボルト 3 3 により結合される。その際、両者 4 a、4 b 間に第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 のアウトレース 5 o が挟持される。また同ベアリング 5 のイン

ナレース 5 i はポンプシリンダ 6 の外周面上に後述のスリーブ 3 4 及びサークリップ 3 5 により固定される。こうして入力筒軸 4 及びポンプシリンダ 6 は、第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 にそれぞれ軸方向移動不能に連結される。

【0019】前記第 2 アンギュラコンタクトベアリング 1 5 は、モータ斜板アンカ 2 3 を左ケース半体 1 A の外端部に結合する複数のボルト 2 4 に、その半径方向内側で近接配置される。そして該ベアリング 1 5 のアウトレース 1 5 o は、左ケース半体 1 A 及びモータ斜板アンカ 2 3 間に挟止された押え板 3 6 により左ケース半体 1 A に固定され、そのインナレース 1 5 i はモータシリンダ 1 6 の外周面上に後述のスリーブ 3 4 及びサークリップ 4 7 により固定される。こうしてモータ 1 6 及びモータ斜板アンカ 2 3 は第 2 アンギュラコンタクトベアリング 1 5 にそれぞれ軸方向移動不能に連結される。

【0020】ポンプ斜板 9 をポンプシリンダ 6 と同期回転させるために、ポンプ斜板 9 の前面には、各ポンプブランジャ 8 の球状端部 8 a が係合する球状凹部 9 a が形成される。

【0021】また、モータ斜板 1 9 をモータシリンダ 1 6 と同期回転させるために、モータ斜板 1 9 の前面には、各モータブランジャ 1 8 の球状端部 1 8 a が係合する球状凹部 1 9 a が形成される。

【0022】前記球状凹部 9 a、1 9 a は、いずれも対応する前記球状端部 8 a、1 8 a の半径より大なる半径を有していて、如何なる作動位置においても球状端部 8 a、1 8 a との係合状態が保たれるようになっている。

【0023】図 2、図 3 及び図 6 に示すように、ポンプシリンダ 6 及びモータシリンダ 1 6 間において、シリンダブロック B の内周側には、出力軸 2 7 の外周面との間に環状の内側油路 5 0 (低圧油路) が形成され、その外周側には、該ブロック B の外周面に嵌合してろう付けされたスリーブ 3 4 との間に環状の外側油路 5 1 (高圧油路) が形成される。また、これら両油路 5 0、5 1 間の環状隔壁及びスリーブ 3 4 には、これらを放射状に貫通する第 1 弁孔 5 2 群及び第 2 弁孔 5 3 群がそれぞれシリンダ孔 7 群及びシリンダ孔 1 7 群に隣接するように穿設される。そして、各隣接する第 1 弁孔 5 2 及びシリンダ孔 7 はポンプポート a を介して相互に連通され、また各隣接する第 2 弁孔 5 3 及びシリンダ孔 1 7 はモータポート b を介して相互に連通される。各第 1 弁孔 5 2 にはスプール型の第 1 分配弁 5 5 が、また各第 2 弁孔 5 3 には同じくスプール型の第 2 分配弁 5 6 がそれぞれ嵌装される。

【0024】図 4 に示すように、第 1 分配弁 5 5 群の外周には、各弁 5 5 の外端に係合する第 1 偏心輪 5 7 が配設され、各第 1 分配弁 5 5 と第 1 偏心輪 5 7 との係合を常に確保するために、第 1 偏心輪 5 7 と同心関係の第 1 強制輪 5 8 が各第 1 分配弁 5 5 にクリップ 5 9 を介して

連結される。

【0025】第1偏心輪57はボールベアリングで構成されていて、前記仮想トラニオン軸線O₁に沿って出力軸27の中心から所定距離ε₁、偏心した位置に保持されるように前記入力簡軸4に取付けられる。

【0026】したがって、入力簡軸4及びポンプシリンダ16間に相対回転が生じると、各第1分配弁55は、第1偏心輪57により第1弁孔52内を偏心量ε₁の2倍の距離をストロークとして往復動される。そして油圧ポンプPの吐出領域Dでは、第1分配弁55は第1弁孔52の内端側へ移動して、対応するポンプポートaを外側油路51に連通すると共に内側油路50と不通にし、吐出行程中のポンププランジャ8によりシリンダ孔7から外側油路51へ作動油が圧送される。また吸入領域Sでは、第1分配弁55は第1弁孔53の外端側へ移動して、対応するポンプポートaを内側油路50に連通すると共に外側油路51と不通にし、吸入行程中のポンププランジャ8により内側油路50からシリンダ孔7に作動油が吸入される。

【0027】また図5に示すように、各第2分配弁56群の外周には、各弁56の外端に係合する第2偏心輪60が配設され、各第2分配弁56と第2偏心輪60との係合を常に確保するために、第2偏心輪60と同心関係の第2強制輪61が各第2分配弁56にクリップ62を介して連結される。

【0028】第2偏心輪60はボールベアリングで構成されていて、前記トラニオン軸線O₁に沿って出力軸27の中心から所定距離ε₂、偏心した位置に保持されるように左ケース半体1Aに取付けられる。

【0029】したがって、モータシリンダ16が回転すると、各第2分配弁56は、第2偏心輪60により第2弁孔53内を偏心量ε₂の2倍の距離をストロークとして往復動される。そして、油圧モータMの膨脹領域Eでは、第2分配弁56は第2弁孔53の内端側へ移動して対応するモータポートbを外側油路51に連通すると共に内側油路50と不通にし、外側油路51から膨脹行程中のモータプランジャ18のシリンダ孔17に高圧の作動油が供給される。また収縮領域Rでは、第2分配弁56は第2弁孔53の外端側へ移動して、対応するモータポートbを内側油路50に連通すると共に外側油路51と不通にし、収縮行程中のモータプランジャ18のシリンダ孔17から内側油路50へ作動油が戻される。

【0030】かくして、シリンダブロックBは、吐出行程のポンププランジャ8を介してポンプ斜板9から受ける反力トルクと、膨脹行程のモータプランジャ18を介してモータ斜板19から受ける反力トルクとの和によって回転され、その回転トルクは出力軸27へ伝達される。

【0031】この場合、入力簡軸4に対する出力軸27の変速比は次式によって与えられる。

【0032】

【数1】

$$\text{変速比} = 1 + \frac{\text{油圧モータMの容量}}{\text{油圧ポンプPの容量}}$$

したがって、油圧モータMの容量を零から或る値に変えれば、変速比を1から或る必要な値まで変えることができる。またその油圧モータPの容量はモータプランジャ18のストロークによって決定されるので、モータ斜板19を直立位置から或る傾斜位置まで傾動させることにより変速比を1から或る値まで無段階に制御することができる。

【0033】ところで、油圧ポンプPの作動中は、ポンププランジャ8のポンプ斜板9に対する押圧作用により入力簡軸4及びポンプシリンダ6間にこれらを互いに軸方向に離反させようとするスラスト荷重が発生するが、入力簡軸4及びポンプシリンダ6は第1アンギュラコンタクトベアリング5を介して軸方向に連結されているから、上記スラスト荷重は該ベアリング5に吸収され、ミッションケース1や出力軸27への負荷を防ぐことができる。

【0034】また油圧モータMの作動中は、モータ斜板19のモータプランジャ18に対する押込み作用によりモータシリンダ16及びモータ斜板アンカ23間にこれらを互いに軸方向に離反させようとするスラスト荷重が発生するが、モータシリンダ16及びモータ斜板アンカ23は、第2アンギュラコンタクトベアリング15及び左ケース半体1A外端部を介して軸方向に連結されているから、上記スラスト荷重は該ベアリング15及び左ケース半体1A外端部に吸収され、出力軸27への負荷を防ぐことができる。

【0035】この場合、第2アンギュラコンタクトベアリング15は、モータ斜板アンカ23を左ケース半体1A外端部に結合する複数のボルト24に、その半径方向内側で近接配置されているから、変速機Tの軸方向寸法の増加を抑えつゝ、左ケース半体1Aのスラスト荷重作用領域を極力狭くすることができる。したがって、左ケース半体1Aのスラスト荷重が加わる一部分を肉厚に形成するだけでミッションケース1の耐久性を確保できる。

【0036】さらにポンプシリンダ6及びモータシリンダ16は相互に一体化されてシリンダブロックBを構成し、入力簡軸4は右ケース半体1Bの外端部にラジアルベアリング3を介して軸方向変位可能に支承されているので、入力簡軸4及びモータ斜板アンカ23間に生じるスラスト荷重が両ケース半体1A、1B間に加わるのを確実に防ぐことができ、ミッションケース1の薄肉、軽量化に寄与し得る。

【0037】しかも出力軸27は、その右端を出力端として入力簡軸4外へ突出させるだけで、その左端はモータ

タ斜板 19 の手前で終らせてあるので、変速機 T の軸方向寸法の短縮化を図ることができるのみならず、出力軸 27 に干渉されることなくモータ斜板 19 の傾動範囲を広げ、変速比幅を充分広く設定できる。尚、モータ斜板 19 及びモータ斜板ホルダ 22 の中心部を後述の導油管 66 が貫通するが、それは出力軸 27 よりも遙かに小径であるから、モータ斜板 19 等の傾動の障害にはならない。

【0038】図 1、図 2 及び図 8 において、出力軸 27 の中心部には、油圧モータ M 側から補給孔 65 が穿設され、その入口にモータ斜板アンカ 23 から延出してモータ斜板ホルダ 22 及びモータ斜板 19 の中心部を貫通する導油管 66 がプッシュ 67 を介して相対回転可能に嵌挿される。この導油管 66 は、入力簡軸 4 からギヤ列 68 を介して駆動される補給ポンプ 69 の吐出口にミッションケース 1 及びモータ斜板アンカ 23 に形成された一連の油路 70 を介して連通する。而して、入力簡軸 4 の回転中、補給ポンプ 69 は、ミッションケース 1 底部の油路 71 から作動油を汲上げて油路 70 及び導油管 66 を通して補給孔 65 に供給する。これら補給孔 65、導

油管 66 及び油路 70 により補給油路 L が構成される。
【0039】補給孔 65 は、出力軸 27 及びシリンダブロック B に穿設された第 1 及び第 2 分岐路 72、73 を介して前記内側及び外側油路 50、51 に接続され、第 1 及び第 2 分岐路 72、73 には第 1 及び第 2 逆止弁 74、75 が設けられる。而して、通常運転時、油圧ポンプ及び油圧モータ P、M 各部からの漏油により内側油路 50 が減圧すると、第 1 逆止弁 74 が開いて補給油路 L から内側油路 50 に作動油を補給し、またエンジンブレーキ時、外側油路 51 が減圧すると、第 2 逆止弁 75 が

開いて補給油路 L から外側油路 51 に作動油を補給することができる。
【0040】前記導油管 66 の周壁には複数の噴孔 76 が設けられ、これらから噴出する作動油によりモータ斜板 19 周りを潤滑するようになっている。また出力軸 27 には、補給孔 65 に連通する噴孔 77 が設けられ、これから噴出する作動油によりポンプ斜板 9 周りを潤滑するようになっている。

【0041】図 1、図 7 及び図 8 において、無段変速機 T は、油圧ポンプ及びモータ P、M の油圧伝動を遮断したり再開したりするクラッチ弁 78、変速レバー 25 を操作する油圧サーボモータ 99、並びにこれらを自動制御する油圧ガバナ 80 及びスロットル弁 81 を備えている。

【0042】油圧ガバナ 80 は、入力簡軸 4 からギヤ列 68 を介して駆動される補給ポンプ 69 の回転軸 82 を囲繞してそれに枢軸 83 を介して支持される揺動筒体 84 を有する。この揺動筒体 84 は、その揺動端一側に重錘部 84a を持っており、回転軸 82 の回転数の上昇に伴う重錘部 84a の遠心力の増加により重錘部 84a 側

へ揺動するようになっている。回転軸 82 には、補給ポンプ 69 の吐出口に連なる前記油路 70 にオリフィス 85 を介して連通するガバナ油路 86 と、重錘部 84a と反対側で回転軸 82 の外側面に油路 86 を開放させる円錐状の弁座 87 とが設けられ、この弁座 87 と協働して油路 86 を開閉するボール状の弁体 88 が揺動筒体 84 に収納される。そして油路 86 は、スロットル弁 81 のガバナ油圧室 89 に接続される。

【0043】而して、回転軸 82 の回転数、換言すれば入力簡軸 4 を駆動するエンジンの回転数が比較的低く、重錘部 84a の遠心力が比較的小さいときは、その遠心力による弁体 88 の弁座 87 への着座力が比較的に弱いため、弁座 87 から油圧が解放されるが、エンジン回転数が上昇すると、重錘部 84a の遠心力による弁体 88 の弁座 87 への着座力が増大して油圧の解放を抑制する。その結果、オリフィス 85 より下流のガバナ油路 86 及びガバナ油圧室 89 の油圧 P_g は、図 10 に示すようにエンジン回転数の上昇に応じて増加することになる。

【0044】スロットル弁 81 は、ミッションケース 1 に取付けたバルブボデー 90 の弁孔 91 と、その中間部に開口して油路 70 を油溜 71 に開放し得る排出ポート 97 と、弁孔 91 に摺動自在に嵌装されて排出ポート 97 を開閉する円筒状の弁体 92 と、この弁体 92 を排出ポート 97 の閉じ方向へ付勢する戻しばね 93 と、同弁体 92 を排出ポート 97 の開き方向へ付勢する作動ばね 94 と、この作動ばね 94 の基端を支承する作動杆 95 と、この作動杆 95 を押動し得るスロットルレバー 96 とを有する。このスロットルレバー 96 は、図示しないエンジンの絞弁の開閉に連動するもので、絞弁が所定開度（図示例では 2/8 開度）以上開くと、その開度増に伴い作動杆 95 を押動して作動ばね 94 の荷重を増大させるようになっている。

【0045】戻しばね 93 のセット荷重は、作動ばね 94 のそれより小さく設定されていて、作動杆 95 の後退位置では弁体 92 を排出ポート 97 の閉じ位置に保持する。この弁体 92 の油路 70 側の端面は油路 70 に常に臨んでいて、その油圧を受けるようになっている。また弁孔 91 には、作動ばね 94 と反対側で弁体 92 の端面が臨む前記ガバナ油圧室 89 が画成される。

【0046】而して、弁体 92 は、それを排出ポート 97 の閉じ方向へ押圧する戻しばね 93 の荷重及びガバナ油圧室 89 の油圧力と、それを排出ポート 97 の開き方向へ押圧する作動ばねの荷重及び油路 70 の油圧力との釣合作用により作動される。したがって、先ずエンジンの始動により入力簡軸 4 から補給ポンプ 69 が駆動されて、油路 70 に油圧が発生すると、弁体 92 はその油圧により排出ポート 97 を開く方向に押圧され、同時にガバナ油圧室 89 の油圧 P_g により排出ポート 97 を閉じる方向に押圧され、補給油路 L の油圧 P_h の調圧が開始される。

【0047】ところで、エンジン絞弁が2/8開度まで開く間は、作動杆95が作動ばね94を押動しないことから、作動ばね94の荷重は最小に保たれ、弁体92による排出ポート97の開き傾向が最も弱いので、補給油路Lの油圧P_rは図10の最上の点線のように比較的高く制御される。そして、エンジン絞弁が2/8開度を超えて開かれると、スロットルレバー96が作動杆95を押動し、作動ばね94の荷重を増大させていくので、弁体92による排出ポート97の開き傾向が強まり、その結果、補給油路Lの油圧P_rは図10の複数の点線を下
10 方へ推移するように減圧制御されていく。

【0048】一方、エンジン絞弁の各開度において、エンジン回転数が増すれば、前記油圧ガバナ80の作用によりガバナ油圧室89の油圧P_gが増し、弁体92による排出ポート97の閉じ傾向が強まるため、補給油路Lの油圧は増圧制御される。

【0049】こうして制御された補給油路Lの油圧P_rは、第1逆止弁74を通して内側油路50に供給されるので、内側油路50は補給油路Lと略同圧となる。

【0050】クラッチ弁78は、図7に示すように、内側及び外側油路50、51間に亘りシリンダブロックBに穿設されたシリンダ状の取付孔98に摺動自在に嵌装されて一端を内側油路50に臨ませる弁ピストン99と、この弁ピストン99の他端に対向して取付孔98に固定される栓体100とを有しており、弁ピストン99及び栓体100間に、排出ポート101を介して油溜71に開放される油室102が画成され、この油室102に弁ピストン99を内側油路50側へ付勢する戻しばね103が収納される。
20

【0051】栓体100には、外側油路51に連なる通孔104と、この通孔104を上記油室102に開放する円錐状の弁座105とが設けられ、この弁座105に着座し得る、弁ピストン99より遙かに小径の球状弁体106がリテーナ107を介して弁ピストン99に付設される。
30

【0052】而して、エンジンのアイドル時には、前記油圧ガバナ80の減圧作用により内側油路50が比較的低圧に制御されるため、弁ピストン99は戻しばね103により内側油路50側へ押しやられ、弁体106を弁座105から離座させるので、外側油路51の油圧が通孔104及び油室102を通して排出ポート101へ解放され、油圧ポンプ及びモータP、Mは油圧伝動遮断状態、即ちクラッチオフ状態となっている。
40

【0053】そこで、エンジンの回転数を上げていくと、前記油圧ガバナ80の増圧作用により内側油路50の油圧が増し、弁ピストン99は弁体106を戻しばね103の力に抗して徐々に弁座105に向わせ、最後に着座させるので、外側油路51からの油圧の解放を絞り、そして停止させることになり、これにより油圧ポンプ及びモータP、Mは、半クラッチ状態を経て
50

油圧伝動状態、即ちクラッチオン状態に移行し、車両はスムーズに進退する。

【0054】このクラッチオン状態では、弁ピストン99よりも遙かに小径の球状弁体106の一部に外側油路51の高油圧が常時作用するものであるから、万一、油圧モータMに過負荷が加わって、外側油路51に過大油圧が発生した場合には、その過大油圧の弁体106に対する押圧力が内側油路50の油圧の弁ピストン99に対する押圧力を上回って弁体106を押し開け、外側油路51の過大油圧を排出ポート101に放出させ、前記過負荷を回避することができる。このようにクラッチ弁78は、油圧モータMを過大油圧から守る油圧リミッタの機能をも有する。

【0055】油圧サーボモータ79は、図1及び図8に示すように、油圧シリンダ110及び制御弁111からなっている。油圧シリンダ110は、ミッションケース1に一体に形成されたシリンダボデー102と、その内部を左右二油室113、114に区画する作動ピストン115と、この作動ピストン115を右油室114側へ付勢する戻しばね116とから構成される。作動ピストン115は、左油室113を貫通してシリンダボデー112外方へ突出するロッド115aを有しており、その先端に前記変速レバー25が連結される。

【0056】而して、左油室113を最大に拡張する作動ピストン115の右動限では変速レバー25をモータ斜板19の最大傾斜位置(Low位置)に保持し、その位置から作動ピストン115を左動させれば変速レバー25をモータ斜板19の起立方向(Top方向)へ操作することができる。

【0057】制御弁111は、前記バルブボデー90に一体に形成された弁筒117と、それに収納されるスプール型の弁体118とを有する。弁筒117内には、弁体118の左端面が臨む作動油室119と、弁体118の右端面が臨む大気室120とが設けられる。作動油室119はオリフィス121を介して前記油路70の油圧を導入し、大気室120には弁体108を作動油室118側に付勢する戻しばね122が収納される。

【0058】弁筒117の一侧には、左側(図8において)から順に第1排出ポート113₁、入力ポート124、第2入力ポート123₁が設けられ、その他側には左側から第1出力ポート125₁及び第2出力ポート125₂が設けられる。

【0059】そして入力ポート124は前記油路70に、また第1、第2排出ポート123₁、123₂は共に油溜71に開放される。

【0060】一方、第1出力ポート125₁は油圧シリンダ120の右油室114に、第2出力ポート125₂は左油室113にそれぞれ接続される。

【0061】而して、弁体118は、作動油室119の油圧、即ち前記油路70の油圧が比較的低い場合には左

動限に保持され、入力ポート 1 2 4 を第 2 出力ポート 1 2 5、に、第 1 出力ポート 1 2 5、を第 1 排出ポート 1 2 3、にそれぞれ連通させる。これにより前記油路 7 0 の油圧を油圧シリンダ 1 1 0 の左油室 1 1 3 に供給して作動ピストン 1 1 5 を右動させ、変速レバー 2 5 を L o w 位置に保持する。作動油室 1 1 9 の昇圧に伴い弁体 1 1 8 が右動すると、入力ポート 1 2 4 を第 1 出力ポート 1 2 5、に、第 2 出力ポート 1 2 5、を第 2 排出ポート 1 2 3、にそれぞれ連通させるようになる。これにより前記油路 7 0 の油圧を油圧シリンダ 1 1 0 の右油室 1 1 4 に供給して作動ピストン 1 1 5 を左動させ、変速レバー 2 5 を T o p 側へ作動させるようになる。

【0 0 6 2】ところで、制御弁 1 1 1 の作動油室 1 1 9 に導入される油路 7 0 の油圧は、前述のように油圧ガバナ 7 9 及びスロットル弁 8 1 により制御されるものであるから、結局、制御弁 1 0 1 はエンジン回転数及び絞弁開度を入力信号として自動制御される。これによりエンジン回転数が上昇するときは作動ピストン 1 1 5 に T o p 側への作動傾向を与え、絞弁開度が増加するときは作動ピストン 1 1 5 に L o w 側への作動傾向を与えること

【0 0 6 3】図 9 は前記クラッチ弁 7 8 の変形例を示すもので、シリンダブロック B の取付孔 9 8 に装着される弁筒 1 3 0、この弁筒 1 3 0 に摺動自在に嵌装されるスプール弁体 1 2 1、及び弁筒 1 3 0 に嵌合して固定される。カップ状の栓体 1 3 2 を備える。弁筒 1 3 0 は外側油路 5 1 に連なる複数の横孔 1 3 3 を有し、スプール弁体 1 3 1 は内側油路 5 0 に連なる環状溝 1 3 4 を外周に有する。このスプール弁体 1 3 1 は、これと栓体 1 3 2 との間に收容された戻しばね 1 3 5 により内側油路 5 0 側へ付勢される。

【0 0 6 4】而して、内側油路 5 0 の油圧が比較的低い場合には、スプール弁体 1 3 1 は戻しばね 1 2 5 により内側油路 5 0 側へ押圧され、環状溝 1 3 4 及び横孔 1 2 3 を相互に連通させて内、外側両油路 5 0、5 1 間を短絡させるので、油圧ポンプ及びモータ P、M はクラッチオフ状態となっている。また内側油路 5 0 の油圧が上昇していくと、スプール弁体 1 3 1 はその油圧により栓体 1 3 2 側へ押動され、環状溝 1 3 4 及び横孔 1 3 3 間を不通にして両油路 5 0、5 1 間の短絡を阻止するので、油圧ポンプ及びモータ P、M はクラッチオン状態となる。

【0 0 6 5】本発明は、上記実施例に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更が可能である。

【0 0 6 6】例えば、図 7 のクラッチ弁 7 8 において、排出ポート 1 0 1 に代えて、油室 1 0 2 を内側油路 5 0 に連通する通孔をピストン弁 9 9 に設け、弁体 1 0 6 の

開弁時、内側及び外側油路 5 0、5 1 間を短絡させることもできる。

【0 0 6 7】

【発明の効果】以上のように本発明の第 1 の特徴によれば、高圧油路と低圧油路又は油溜に連なる排出ポートとの間に、それらの間を連通する開弁位置とそれらの間を遮断する閉弁位置とに切換わるクラッチ弁を設け、このクラッチ弁に、これを開弁方向へ付勢すべく低圧油路の油圧を作用させる一方、補給油路に、その油圧を油圧ポンプの入力回転数の上昇に応じて増大させる油圧ガバナを接続したので、内側油路の油圧を直接利用してクラッチ弁を油圧ポンプの入力回転数に応じて自動操作することができる。したがってそれ専用のアクチュエータが不要となり、構造の簡素化及び小型化を図り、大幅なコスト低減をもたらすことができる。

【0 0 6 8】また本発明の第 2 の特徴によれば、クラッチ弁の開弁時には、それに高圧油路の油圧を開弁方向へ与え、高圧油路の油圧が低圧油路の油圧より所定値以上増大するとクラッチ弁を開弁動作させるようにしたので、油圧モータの過負荷時にはクラッチ弁により高圧油路から過大油圧を解放して、トルクショックを緩和し、伝動系の保護と乗心地の向上に寄与し得る。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施例に係る自動二輪車用静油圧式無段変速機の縦断平面図

【図 2】図 1 の要部拡大図

【図 3】図 2 の 3 - 3 線断面図

【図 4】図 2 の 4 - 4 線断面図

【図 5】図 2 の 5 - 5 線断面図

【図 6】図 2 及び図 3 における外側油路の展開図

【図 7】図 3 の 7 部（クラッチ弁）の拡大図

【図 8】変速レバー及びクラッチ弁の制御用油圧回路図

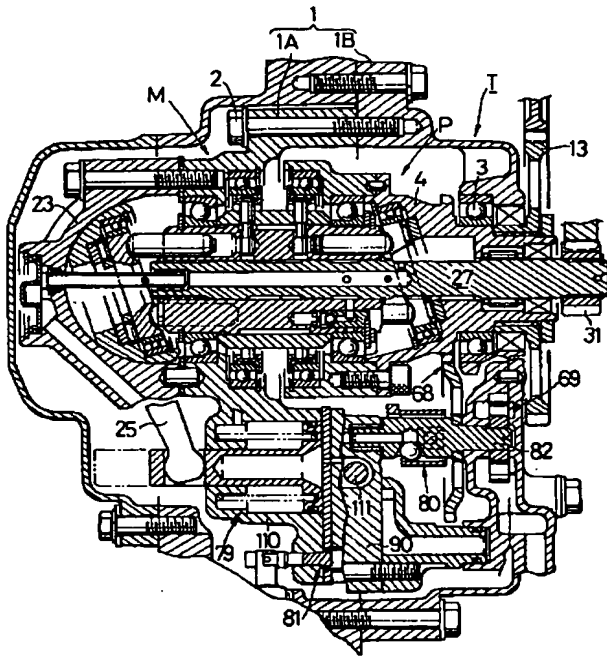
【図 9】クラッチ弁の変形例を示す、図 7 に対応した拡大図

【図 1 0】油圧ガバナ及びスロットル弁による補給油圧制御特性線図

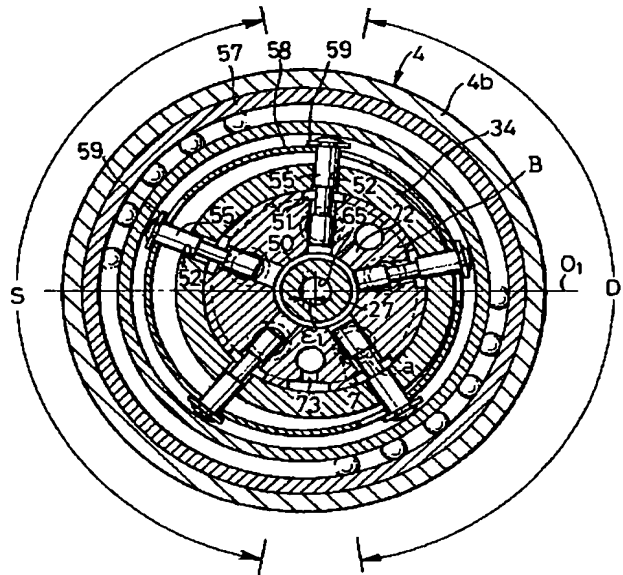
【符号の説明】

L	補給油路
M	油圧モータ
P	油圧ポンプ
T	無段変速機
5 0	低圧油路としての内側油路
5 1	高圧油路としての外側油路
7 4	第 1 逆止弁
7 5	第 2 逆止弁
7 8	クラッチ弁
8 0	油圧ガバナ
1 0 1	排出ポート

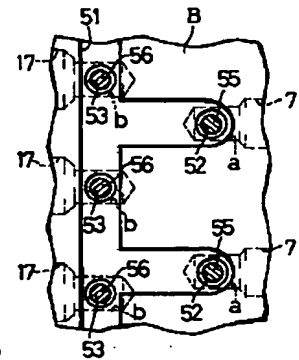
【図 1】



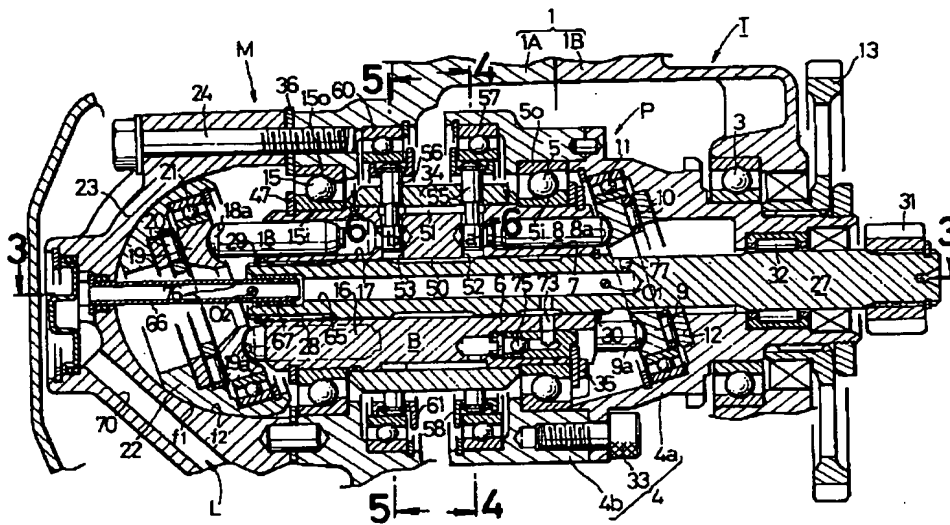
【図 4】



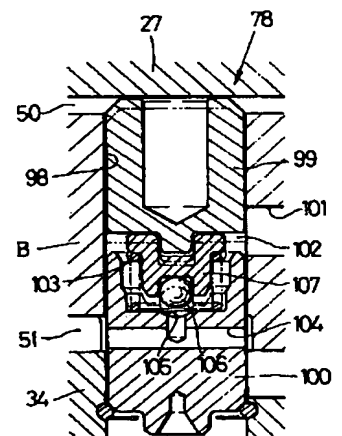
【図 6】



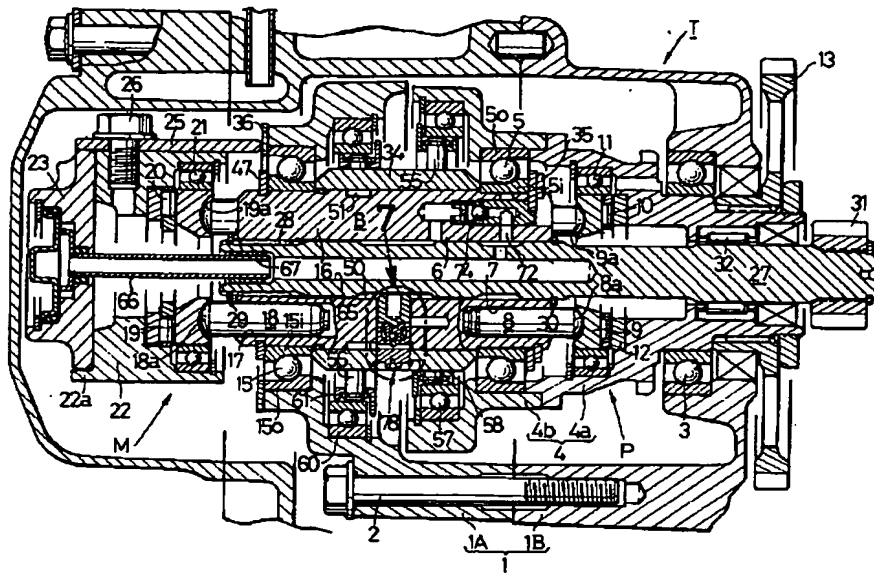
【図 2】



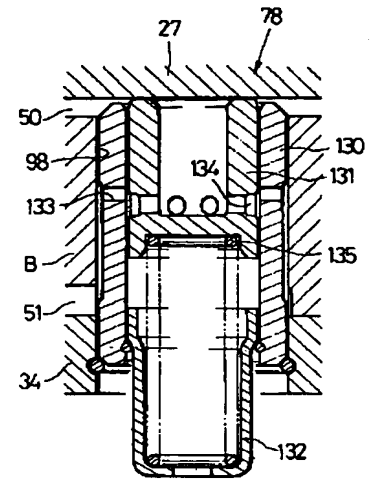
【図 7】



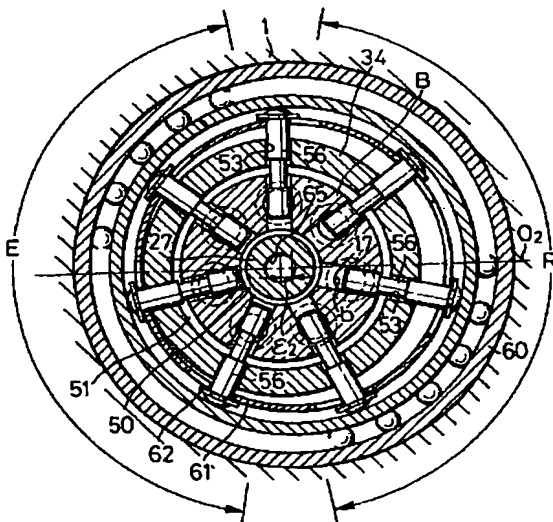
【図 3】



【図 9】



【図 5】



【図 10】

